



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DRAPÁK NA DŘEVO

THE GRAPPLE FOR TIMBER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Chrástecký

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Lukáš Chrástecký**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Drapák na dřevo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh drapákového zařízení na dřevní kulatinu pro nakládací jeřáb lesního stroje. Nakládací jeřáb je součástí přípojného traktorového vleku s patkami.

Technické parametry zařízení:

Maximální svěrná plocha drapáku cca 0,3 m².

Maximální šířka kleštín drapáku do 500 mm.

Maximální nosnost drapáku do 2000 kg.

Pracovní tlak hydraulického obvodu do 23 MPa.

Cíle bakalářské práce:

Koncepční návrh konstrukce drapákového zařízení.

Výpočet funkčních parametrů zařízení, určení hlavních rozměrů kleštín.

Návrh a výpočet hydromotorů zavírání kleštín a rotátoru drapáku.

Pevnostní kontrola vybraných částí drapákového zařízení.

Sestavný výkres drapákových kleštín.

Podsestavný výkres rámu drapáku.

Detailní výkresy dílů.

Seznam literatury:

NERUDA, Jindřich. Harvestorové technologie lesní těžby. 1. vyd. V Brně: Mendelova univerzita, 2013. ISBN 9788073758424.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

ZÁLEŽÁK, Milan. Technológia v prístavoch a prekladiskách. 1. vyd. Žilina: EDIS, 2004. ISBN 8080702004.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí drapákového zařízení pro manipulaci s dřevní kulatinou. Drapákové zařízení je součástí nakládacího jeřábu, který je umístěn na přípojném traktorovém vleku s patkami. Na základě zadaných parametrů je vytvořena a podrobně popsána finální varianta. Řešení je vypracováno do podoby výkresové dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Drapák, kleština, přímočarý hydromotor, rotátor, kluzné pouzdro.

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the design of the grapple for timber. The grapple for timber is part of a loading crane, which is located on a trailer. Based on specified parameters in this bachelor thesis is designed and described design of grapple for timber. The solution is carried out into the form of draw documentation.

KEYWORDS

Grapple, collet, linear hydraulic motor, rotator, plain bearing.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CHRÁSTECKÝ, L. *Drapák na dřevo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 37 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Lukáš Chrástský

PODĚKOVÁNÍ

Za cenné rady a připomínky, které vedly k úspěšnému dokončení této bakalářské práce bych chtěl poděkovat panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D.. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům, kteří mě při studiu podporovali.

OBSAH

Úvod	9
1 Rešerše současných řešení	10
1.1 Agama a.s.	10
1.2 Kesla	11
1.3 Hultdins	11
1.4 HSP Gripen	12
2 Výpočet hlavních rozměrů kleštiny	13
2.1 Určení teoretického průřezu drapáku	13
2.2 Objem nabírané kulatiny	13
2.3 Hmotnost nabírané kulatiny	13
2.4 Konstrukční průřez kleštin	14
3 Volba konstrukčních prvků drapáku	15
3.1 Přímočarý hydromotor ZH2	15
3.2 Rotator GR30PF	19
3.3 Kluzná pouzdra	20
3.4 Maznice	21
4 Konstrukční návrh drapáku	22
4.1 Celková hmotnost drapáku	22
5 Pevnostní kontrola částí drapáku	23
5.1 Určení síly na volném konci kleštiny	23
5.2 Kontrola průřezů kleštiny	23
5.3 Výpočet průměru čepu uložení kleštiny	26
5.4 Kontrola čepu pístnice hydromotoru	28
5.5 Kontrola čepu obalu hydromotoru	29
5.6 Kontrola táhla	29
Závěr	32
Seznam použitých zkratk a symbolů	34
Seznam příloh	37

ÚVOD

Drapáky jsou nedílnou součástí pro hydraulické ruky, které slouží k manipulaci s dřevěnou kulatinou a dřevním odpadem. Hydraulické ruky jsou součástí nákladních dopravních prostředků, vyvážecích souprav, stacionárních jeřábů na různých skladech, překladištích, pilách, přístavech, apod. Dřevo je uchopeno mezi dvě kleštiny, které se zavírají a otevírají pomocí přímočarého hydromotoru. Existuje mnoho typů drapáků, které se rozlišují svou velikostí, hmotností a velikostí obsahu, jež jsou schopny pojmout. Rovnoměrné zavírání kleštin a snadnou manipulaci se dřevem by měla zajistit správná kinematika.

Mezi hlavní části drapáku patří rám, na kterém jsou uchyceny kleštiny pomocí čepů v kluzných ložiscích. Kleštiny jsou hákového tvaru a nejsou shodné. Levá kleština je menší a užší. Při zavírání zachází vnitřně do pravé kleštiny. Jsou spojeny pomocí táhla, které zajišťuje kinematiku vzájemné polohy kleštin. Otevírání a zavírání čelistí zabezpečuje přímočarý hydromotor. K rámu je připojen rotátor, který umožňuje neomezenou rotaci v obou směrech a rotátor je připojen k hydraulické ruce.



Obr. 1: Hydraulická ruka FARMA [1]

1 REŠERŠE SOUČASNÝCH ŘEŠENÍ

1.1 AGAMA A.S.

Firma Agama se zabývá vývojem a výrobou vlastní mechanizace. Specializují se především na program traktorových nástaveb a nástaveb na nákladní vozidla. Vyvinuli a vyrábí kompletní řadu drapáků o nosnostech 1500, 2200 a 5000kg. U všech nosností se vyrábí 2 typy drápu: s příčnou vzpěrou a bez příčné vzpěry. S příčnou vzpěrou jsou určeny k manipulaci s dřevěnou kulatinou na skládkách, při vykládání a nakládání železničních vagónů a manipulaci v terénu zejména s dlouhým dřevem. Drapáky bez příčné vzpěry jsou určeny k manipulaci s klestem. Vzpěra je odebrána z důvodu nabírání zeminy a čelisti jsou z důvodu pevnosti a stability vystuženy, aby nedošlo k případnému ohnutí [2].



Obr. 2: Agama L32E drapák na klest [2]



Obr. 3: Agama L51 drapák na dřevo [2]

1.2 KESLA

Kesla je Finská firma, která se specializuje na design, marketing a výrobu lesní techniky. Společnost se zabývá výrobou hydraulických jeřábů a vyvážecích přívěsů za traktory, které se prodávají po celém světě. Vyrábí celou řadu drapaků s nosností 1500kg, až do nosnosti 5000kg. Jejich drapáky jsou známé svou jednoduchostí. Nová geometrie zvýšila efektivitu zpracování dřeva novým konstrukčním řešením rámu [3].



Obr. 4: KESLA proG26 [3]

1.3 HULTDINS

Hultdins je jeden z předních světových výrobců drapaků, řetězových pil a dalších doplňků pro lesnictví. Drapáky pod názvem SuperGrip jsou známé spolehlivostí, velkou nosností a trvanlivostí [4]. Jedinou nevýhodou je velká hmotnost a vysoká cena.



Obr. 5: Hultdins SuperGrip [4]

1.4 HSP GRIPEN

Švédská společnost, zabývající se výrobou nejrůznějších typů drapaků nejvyšší kvality, bez nutnosti pravidelných oprav. Jsou jedinečné tím, že mají 2 přímočaré hydromotory uloženy vedle sebe, což umožňuje zvedání těžkých břemen v náročných pracovních místech [5]. U nás málo známé a málo používané typy.



Obr. 6: HSP Gripen Heavyduty [5]

Tab. 1: Technické parametry současných řešení

	Agama L32	KESLA proG30	Hulldins SG260	HPS Gripen
Nosnost [kg]	2200	3500	3500	3500
Plocha [mm ²]	0,3	0,3	0,26	0,28
Pracovní tlak [MPa]	23	26	25	25
Hmotnost [kg]	130	200	180	230
Šířka drapaků [mm]	383	442	430	434
Max. rozevření [mm]	1505	1565	1525	1690

Na trhu je celá řada drapaků, které jsou rozdílné převážně svými tvary (geometrii) a různými technickými parametry. Drapáky se liší zpracováním kinematiky, ale princip zavírání a otevírání kleštin je stejný. Navržená konstrukce bude vycházet z konceptu drapaků od firmy Agama typu L32.

2 VÝPOČET HLAVNÍCH ROZMĚRŮ KLEŠTINY

2.1 URČENÍ TEORETICKÉHO PRŮŘEZU DRAPÁKU

Při výpočtu teoretického průřezu je nutno uvažovat, že drapák není zcela zaplněn při nabírání většího množství dřeva.

2.1.1 VÝPOČET KOEFICIENTŮ ZAPLNĚNÍ

Zvolené hodnoty: $k_1=0,8$
 $k_2=0,95$

$$k_0 = k_1 \cdot k_2 = 0,8 \cdot 0,95 = 0,76 \quad [-] \quad (2.1)$$

kde:

k_0	[-]	Souhrnný součinitel naplnění, dle [6]
k_1	[-]	Koeficient zaplnění, dle [6]
k_2	[-]	Koeficient plnění, dle [6]

2.1.2 VÝPOČET TEORETICKÉHO PRŮŘEZU

Vycházíme ze vztahu dle [6]:

$$S_T = S_{SK} \cdot k_0 = 0,3 \cdot 0,76 = 0,228m^2 \quad (2.2)$$

kde:

S_T	[m ²]	Teoretický průřez kleštin
S_{SK}	[m ²]	Skutečný průřez kleštin

2.2 OBJEM NABÍRANÉ KULATINY

Zvolené hodnoty: $l_k=8m$

$$V_k = S_T \cdot l_k = 0,228 \cdot 8 = 1,824m^3 \quad (2.3)$$

kde:

V_k	[m ³]	Objem nabírané kulatiny
l_k	[m]	Délka nabírané kulatiny

2.3 HMOTNOST NABÍRANÉ KULATINY

Zvolené hodnoty: $\rho = 990kg/m^3$

$$m_k = \rho \cdot V_k = 990 \cdot 1,824 = 1805,76kg \quad (2.4)$$

kde:

m_k	[kg]	Hmotnost nabírané kulatiny
ρ	[kg/m ³]	Hustota čerstvého dřeva (buk) [7]

2.4 KONSTRUKČNÍ PRŮŘEZ KLEŠTIN

U výpočtu musíme zohlednit, že průřez nemá tvar kruhový, protože v horní části je rám, ve kterém musí být dostatek místa pro umístění přímočarého hydromotoru a táhla, které rovnoměrně pomáhá otvírat a zavírat kleštiny. Z toho vychází, že skutečná plocha bude stejně velká, jako konstrukční plocha průřezu kleštin.

Při výpočtu se vychází ze vztahu pro obsah kruhové úseče.

Zvolené hodnoty: $\alpha = 120^\circ$

$$S_{SK} = S - S_x = \pi \cdot r_K^2 - \left(\frac{r_K^2 \cdot \alpha \cdot \pi}{2 \cdot 180} - \frac{r_K^2}{2} \cdot \sin(\alpha) \right) \rightarrow r_K = \sqrt{\frac{2 \cdot S_{SK}}{2 \cdot \pi - \frac{\alpha \cdot \pi}{180} + \sin(\alpha)}} \quad (2.5)$$

$$r_K = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,3}{2 \cdot \pi - \frac{120 \cdot \pi}{180} + \sin(120)}} = 0,344m \quad (2.6)$$

kde:

S	[m ²]	Obsah kruhu
S_x	[m ²]	Obsah kruhové úseče
α	[°]	Středový úhel
r_K	[m]	Konstrukční poloměr kleštin

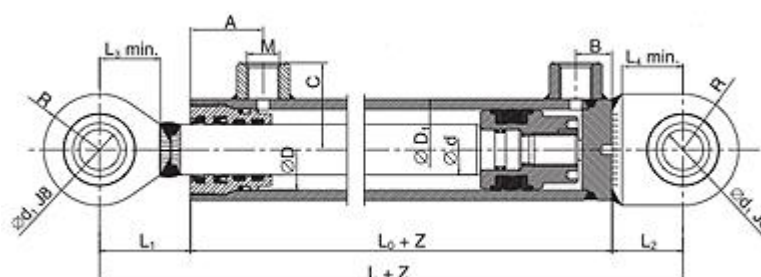
3 VOLBA KONSTRUKČNÍCH PRVKŮ DRAPÁKU

3.1 PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR ZH2

Přímočarý hydromotor (obr. 6) přeměňuje energii tlakovou, na mechanickou energii. Samotná konstrukce je uzpůsobena tak, že nejsou třeba jakékoliv zvláštní požadavky na obsluhu a údržbu. Pro bezpečnost je třeba se řídit provozními a technickými podmínkami (tab. 1) [8].

Tab. 2: Technické podmínky ZH2 [8]

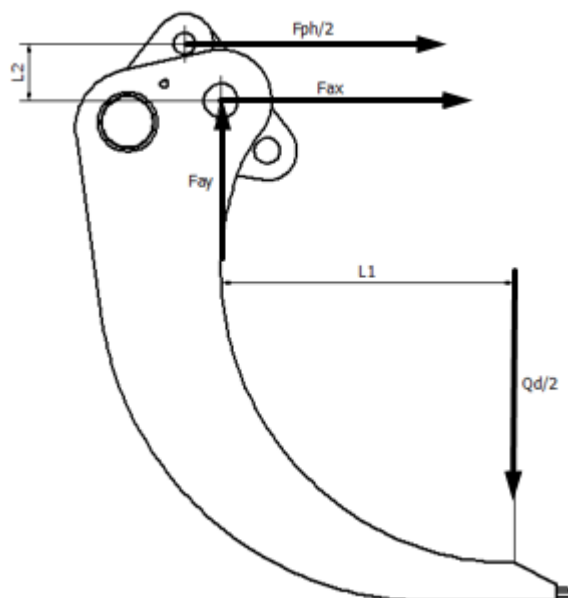
Pracovní kapalina	hydraulický minerální olej (OH-HM 32, OH-HM 46, OH-HM 64)
Požadovaná filtrace	min. 40 μ m, doporučená 25 μ m
Teplotní rozsah	kapaliny -20°C ÷ +80°C
	okolí -20°C ÷ +70°C
Klimatická odolnost	mírné klima WT
Jmenovitý tlak	20MPa
Maximální tlak	25MPa
Zkušební tlak	32MPa
Pracovní rychlost	maximální 0,5 m.s ⁻¹



Obr. 7: Přímočarý hydromotor ZH2 [8]

3.1.1 VÝPOČET KOEFICIENTŮ ZAPLNĚNÍ

U výpočtu síly hydromotoru budeme vycházet z obr. 7, kde pomocí silové rovnováhy zjistíme minimální sílu, kterou potřebuje vykonat hydromotor při maximálním zatížení kleštiny.



Obr. 8: Silová rovnováha na kleštině

$$Q_d = m_d \cdot g = 2000 \cdot 9,81 = 19620 N \quad (3.1)$$

$$\sum F_x = 0: F_{ax} - \frac{F_{ph}}{2} = 0 \quad (3.2)$$

$$\sum F_y = 0: F_{ay} - \frac{Q_d}{2} = 0 \quad (3.3)$$

$$\sum M_a = 0: \frac{F_{ph}}{2} \cdot L_2 - \frac{Q_d}{2} \cdot L_1 = 0 \quad (3.4)$$

$$F_{ph} = \frac{Q_d \cdot L_1}{L_2} = \frac{19620 \cdot 300}{70} = 84085 N \quad (3.5)$$

$$F_{ay} = \frac{Q_d}{2} = \frac{19620}{2} = 9810 N \quad (3.6)$$

$$F_{ax} = \frac{F_{ph}}{2} = \frac{84085}{2} = 42042,5 N \quad (3.7)$$

kde:

Q_d	[N]	Zatížení od zadané nosnosti
m_d	[kg]	Požadovaná nosnost
g	[m.s ⁻¹]	Gravitační zrychlení
F_{ax}	[N]	Reakční síla na čep ve směru x
F_{ay}	[N]	Reakční síla na čep ve směru y
F_{ph}	[N]	Minimální síla hydromotoru
L_1	[mm]	Kolmá vzdálenost mezi čepem a zatížením kleštiny
L_2	[mm]	Kolmá vzdálenost mezi čepem a silou hydromotoru

3.1.2 NÁVRH PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

PLOCHA VÁLCE HYDROMOTORU

$$S_v = \frac{F_{ph}}{p} = \frac{84085}{23} = 3655,9 \text{ mm}^2 \quad (3.8)$$

kde:

S_v	[mm ²]	Plocha průřezu válce hydromotoru
p	[MPa]	Jmenovitý tlak hydraulického obvodu

PRŮMĚR VÁLCE HYDROMOTORU

Tab. 3: Vyráběné rozměry ZH2 v [mm] [8]

ØD	Ød	ØD ₁	Ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃ ±1	L ₄ ±1	M	A	B	C	E	K ₁	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. Ød	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
63	40	78	30	240	130	65	45	44	39	16x1,5	50	27	57	22	28	42,5	530	7,00 + Z x 0,02290
65	36	80	30	240	130	65	45	44	39	22x1,5	53	24	58	22	28	42,5	390	7,00 + Z x 0,02140
65	40	80	30	240	130	65	45	44	39	22x1,5	53	24	58	22	28	42,5	510	7,00 + Z x 0,02327
70	40	85	30	260	150	65	45	44	39	22x1,5	54	33	60,5	22	28	42,5	460	8,90 + Z x 0,02420
70	45	85	30	260	150	65	45	44	39	22x1,5	54	33	60,5	22	28	42,5	610	8,95 + Z x 0,02680
75	40	90	35	280	150	75	55	53	48	22x1,5	57	30	63	25	30	47,5	410	10,30 + Z x 0,02512

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot S_v}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3655,9}{\pi}} = 68,2 \text{ mm} \quad (3.9)$$

kde:

D_v	[mm]	Minimální průměr válce hydromotoru
-------	------	------------------------------------

Podle vypočítaných parametrů volím hydromotor **ZH2 70/40 x 250**.



Obr. 9: Model přímočarého hydromotoru ZH2 70/40 x 250 [8]

3.1.3 HMOTNOST HYDROMOTORU

Vzorec pro výpočet hmotnosti vychází z katalogu ZH2 [8] viz tab. 3.

Zvolené hodnoty: $Z=250\text{mm}$

$$m_{ph1} = 8,90 + Z \cdot 0,02420 = 8,90 + 250 \cdot 0,02420 = 14,95\text{kg} \quad (3.10)$$

kde:

m_{ph}	[kg]	Hmotnost hydromotoru
Z	[mm]	Zdvih hydromotoru

3.1.4 VYSOUVACÍ SÍLA

Pracovní tlak hydraulického obvodu je 23MPa, ze kterého budeme vycházet.

$$S_{ph} = \frac{\pi \cdot D_{ph}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 70^2}{4} = 3848,5\text{mm}^2 \quad (3.11)$$

$$F_{vys} = p \cdot S_{ph} = 23 \cdot 3848,5 = 88515\text{N} \quad (3.12)$$

kde:

S_{ph}	[mm ²]	Plocha průřezu válce pístu
D_{ph}	[mm]	Průměr válce hydromotoru
F_{vys}	[N]	Výsuvná síla od jmenovitého tlaku hydromotoru

KONTROLA

Zvolené hodnoty: $F_{DOV} = 200\text{kN}$

$$F_{DOV} > F_{vys} \rightarrow 200 > 88,5 \quad (3.13)$$

kde:

F_{DOV}	[kN]	Dovolená síla dle technické agentury [8]
-----------	------	--

3.1.5 OBJEM OLEJE V HYDROMOTORU

$$V_o = Z \cdot S_{ph} = 250 \cdot 3848,5 = 9,62 \cdot 10^5\text{mm}^3 = 0,96\text{l} \quad (3.14)$$

kde:

V_o [mm³] Objem oleje v hydromotoru

3.1.6 PRŮTOK OLEJE HYDROMOTOREM

Zvolené hodnoty: $t_o=5s$

$$Q_o = \frac{V_o}{t_o} = \frac{0,96 \cdot 60}{5} = 11,5l \cdot min^{-1} \quad (3.15)$$

kde:

Q_o [l.min⁻¹] Průtok oleje v hydromotorem
 t_o [s] Čas otevírání kleštin

3.1.7 RYCHLOST PÍSTU PŘI OTVÍRÁNÍ KLEŠTIN

$$v_p = \frac{Q_o}{S_{ph}} = \frac{11,5}{60 \cdot 10^{-3} \cdot 3848,5} = 0,05m \cdot s^{-1} \quad (3.16)$$

kde:

v_p [m · s⁻¹] Rychlost pístu

3.1.8 KONTROLA RYCHLOSTI PÍSTU

$$v_p < v_{max} = 0,05 < 0,5 \quad (3.17)$$

kde:

v_{max} [m · s⁻¹] Maximální rychlost pístu (tab. 1) [8]

Rychlost pístu je menší než maximální pracovní rychlost pístu, tedy **Vyhovuje**.

3.2 ROTATOR GR30PF

Lotyšská firma Baltrotors navrhuje a vyrábí rotátory, které se používají u průmyslových strojů. Ty vyžadují neomezenou rotaci mechanických jeřábů. Každý rotátor testují zvlášť. Díky své konstrukci umožňují plynulou dodávku hydraulického oleje do potřebných součástí a to bez omezení rotace [9]. Podle požadované nosnosti volím rotátor GR30PF (obr. 7) s technickými parametry dle (tab. 3).



Obr. 10: Rotator GR30PF [9]

Tab. 4: Technická specifikace pro rotátor GR30PF [9]

Rotace	Neomezená pro oba směry
Maximální axiální zatížení statické	30kN (3000 kg)
Maximální axiální zatížení dynamické	15kN (1500 kg)
Točivý moment při 25MPa	900Nm
Doporučený průtok oleje	20l/min
Hmotnost	23kg

3.3 KLUZNÁ POUZDRA

Kluzná pouzdra vedou pohybující se součásti. Přitom musí zachytávat vznikající radiální a axiální síly a přenášet je. U kluzného pouzdra se pohyblivý díl pohybuje po kluzné ploše pevně stojícího kluzného pouzdra. Kluzný pohyb probíhá přímo mezi kluznou vrstvou kluzného pouzdra a uloženým dílem. Pohyblivost dílů spojených kluzným pouzdrem je zajištěna vůlí mezi kluznou vrstvou pouzdra a čepem hřídele [10]. Pro zvolené řešení použijí kluzné pouzdra ze slinutého bronzu, které jsou vhodné pro statické a dynamické zatížení.



Obr. 11: Kluzné pouzdro ze slinutého bronzu [11]

Samomazná bronzová pouzdra jsou vhodná pro výborný chod bez přidávání maziva. Samomazná ložiska můžou pracovat v rozsahu teplot -10 až $+80^{\circ}\text{C}$ a jsou známé svým tichým chodem a vysokou životností [11].

VOLBA KLUZNÝCH POUZDER

Kluzné pouzdra uložení kleštiny: A40/50x45 SB (4ks)

Kluzné pouzdra uložení táhla: A30/38x45 SB (2ks)

3.4 MAZNICE

Mezi nepoužívanější typy patří mazací hlavice kulová rovná. Je složena z náustku pro mazací lis v kulovém tvaru [12]. Jsou určeny převážně k doplňování maziva do prostoru ložiska a k oddělení prostoru ložiska a okolí.

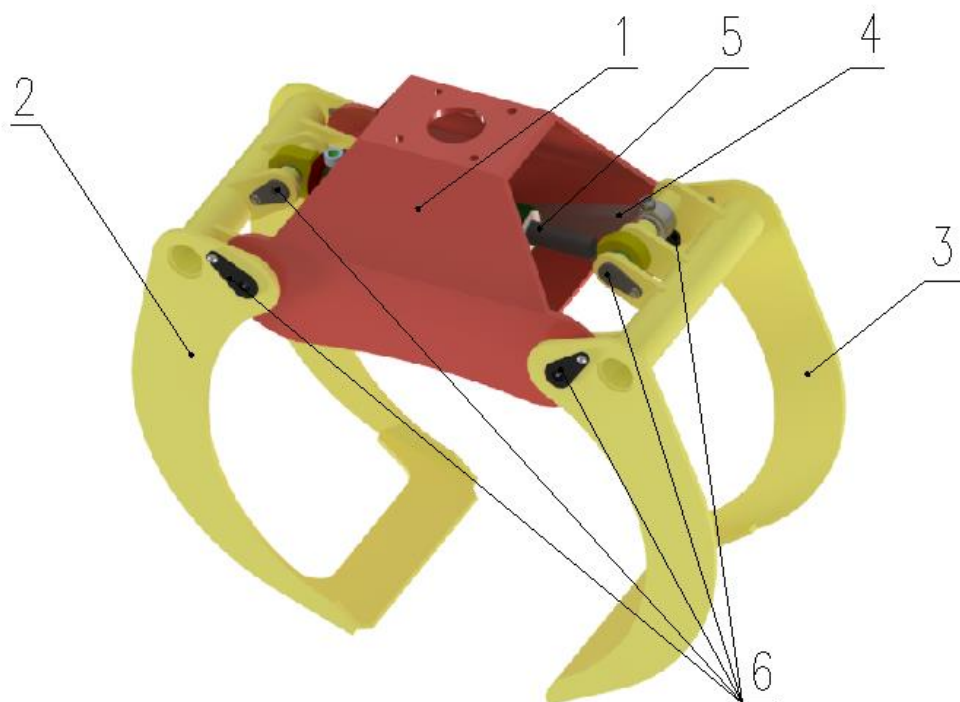
Volím mazací hlavice kulové, typ H1 dle DIN 71412 se závitem M8x1 (6ks)



Obr. 12: Mazací hlavice kulová přímá [12]

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH DRAPÁKU

U konstrukce drapáku se vycházelo podle parametrů drapáku typu L32 od firmy Agama a.s. [1]. Tento typ byl zvolen hlavně z hlediska velkého prostoru v oblasti rámu, ve kterém je umístěn přímočarý hydromotor a táhlo. Velký prostor je velkou výhodou při případném odstranění uvíznutého klestu v rámu a taky pro dobrou dostupnost k maznicím táhla.



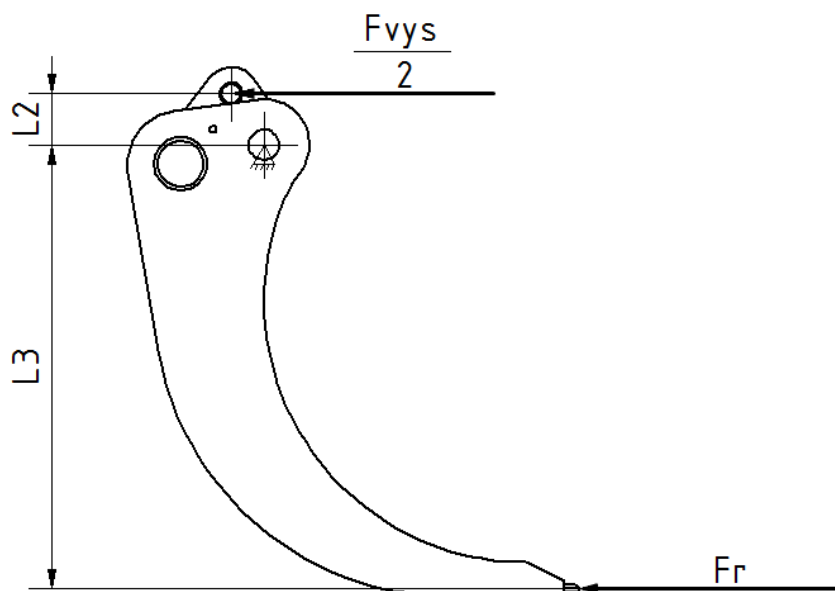
Obr. 13: Model drapáku; 1 – Rám drapáku; 2 – Kleština kratší, užší; 3 – Kleština delší, širší; 4 – Táhlo; 5 – Přímocharý hydromotor; 6 – Čepy;

4.1 CELKOVÁ HMOTNOST DRAPÁKU

Hmotnost drapáku byla zjištěna pomocí programu Autodesk Inventor Profesional 2016. Celková hmotnost se všemi komponenty (šrouby, matice, podložky, čepy, maznice, přímočarý hydromotor, rotátor a konstrukční díly sestavy) bez hadic je $m_c=181,9\text{kg}$.

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA ČÁSTÍ DRAPÁKU

5.1 URČENÍ SÍLY NA VOLNÉM KONCI KLEŠTINY



Obr. 14: Síla na konci kleštiny

$$F_r \cdot L_3 = \frac{F_{vys}}{2} \cdot L_2 \Rightarrow F_r = \frac{F_{vys} \cdot L_2}{2 \cdot L_3} = \frac{88515 \cdot 70}{2 \cdot 585} = 5295,8N \quad (4.1)$$

kde:

L_3 [mm]

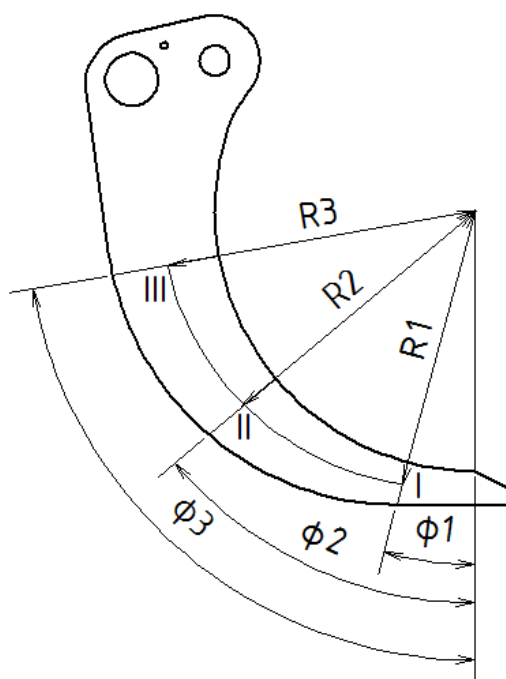
Kolmá vzdálenost síly F_r a uložením kleštiny

F_r [N]

Síla, kterou působí dřevo na konec kleštiny

5.2 KONTROLA PRŮŘEZŮ KLEŠTINY

Je třeba zkontrolovat vybrané průřezy kleštiny, aby nedošlo k překročení meze elasticity a následnému ohnutí kleštin. U návrhových průřezů budou vypočítány šířky kleštin.



Obr. 15: Průřezy kleštiny v místě kontroly

5.2.1 VÝPOČET V MÍSTĚ PRŮŘEZU I**OHYBOVÝ MOMENT V MÍSTĚ I**

$$M_{ol} = F_r \cdot R_1 \cdot (1 - \cos(\varphi_1)) = 5295,8 \cdot 375,5 \cdot (1 - \cos 15^\circ) = 67759 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.2)$$

kde:

M_{ol}	[N.mm]	Ohybový moment v místě řezu I
R_1	[mm]	Poloměr středu kleštiny v místě řezu I
φ_1	[°]	Úhel v řezu I

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V MÍSTĚ I**Zvolené hodnoty:** $\sigma_D = 150 \text{ MPa}$

$$W_{ol} = \frac{M_{ol}}{\sigma_D} = \frac{67759}{150} = 451,7 \text{ mm}^3 \quad (4.3)$$

kde:

W_{ol}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu v místě řezu I
σ_D	[MPa]	Dovolené míjivé napětí v ohybu pro mat. S355J0 [13]

ŠÍŘKA KLEŠTINY MÍSTĚ I**Zvolené hodnoty:** $b=12\text{mm}$

$$W_{oI} = \frac{b \cdot h_I^2}{6}$$

$$h_I = \sqrt{\frac{6 \cdot W_{oI}}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 451,7}{12}} = 15\text{mm} \quad (4.4)$$

Z výpočtu je zjištěna minimální možná šířka kleštiny v místě I. Z konstrukčního hlediska se hodnota upravila na h_k tak, aby nebyla menší, než vypočítaná šířka h .

kde:

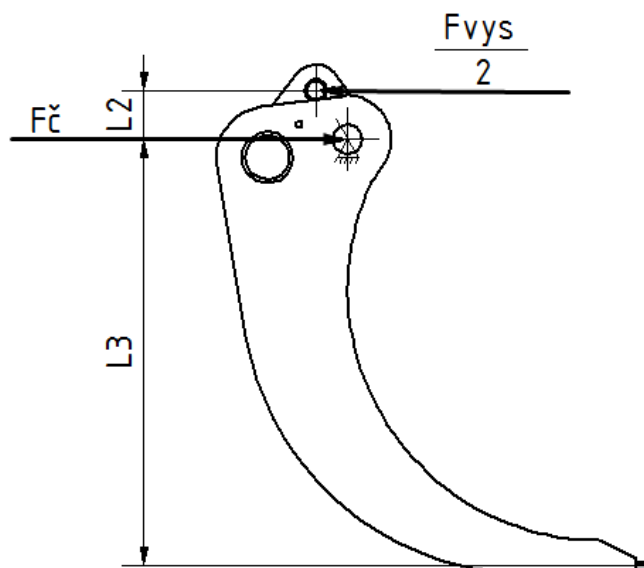
b	[mm]	Zvolená tloušťka kleštiny
h_I	[mm]	Šířka kleštiny v místě řezu I
h_k	[mm]	Konstrukční šířka kleštiny

Tab. 5: Hodnoty v řezech u kleštiny

	Řez I	Řez II	Řez III
R [mm]	375,5	400	414
φ [°]	15	50	80
M_o [N.mm]	67759	756690	1811744,3
W_o [mm ³]	451,7	5044,6	12078,3
b [mm]	12	12	12
h [mm]	15	50,2	77,7
h_k [mm]	58,8	116,3	143,1

Na koncích kleštin bude přivařen zub, který slouží k zachycení dřeva. Zub musí být uchycen tak, aby nebránil zavírání a otevírání drapáku. Jelikož dochází při práci v lese k velkému namáhání kleštin, tak je dost možné částečné ohnutí, při kterém by se mohli kleštiny do sebe zaseknout. To platí i s boční vůlí, která musí být taky dostatečná, aby nedřeli o sebe bočními hranami. Vůle jsou voleny přibližně 10mm. Také při svařování často dochází k deformaci materiálu, proto je lepší volit vůle větší.

5.3 VÝPOČET PRŮMĚRU ČEPU ULOŽENÍ KLEŠTINY



Obr. 16: Síla působící na čep kleštiny

5.3.1 VÝPOČET SÍLY PŮSOBÍCÍ NA ČEP

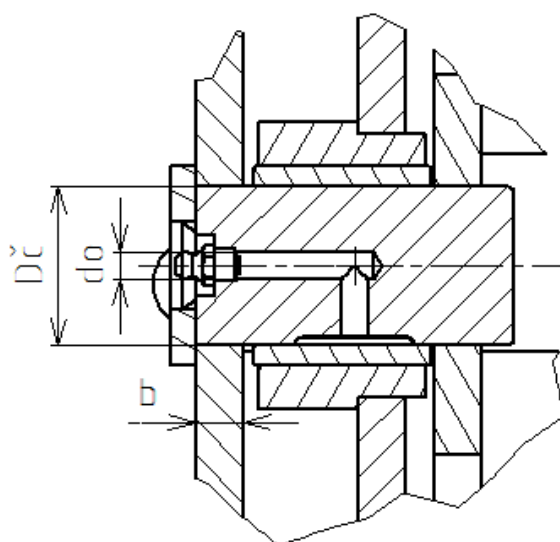
$$F_{\check{c}} \cdot L_3 = \frac{F_{vys}}{2} \cdot (L_2 + L_3) \Rightarrow F_{\check{c}} = \frac{F_{vys} \cdot (L_2 + L_3)}{2 \cdot L_3}$$

$$F_{\check{c}} = \frac{88515 \cdot (70 + 585)}{2 \cdot 585} = 49553,3N \quad (4.5)$$

kde:

$F_{\check{c}}$ [N]

Síla, která působí na čep uložení kleštiny



Obr. 17: Čep uložení kleštin

5.3.2 VÝPOČET ČEPU NA STŘIH**VÝPOČET SMYKOVÉHO NAPĚTÍ**

Zvolené hodnoty: $D_{\zeta} = 40mm$
 $d_o = 8mm$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot F_{\zeta}}{\pi \cdot (D_{\zeta}^2 - d_o^2)} = \frac{2 \cdot 49553,3}{\pi \cdot (40^2 - 8^2)} = 20,5MPa \quad (4.6)$$

kde:

D_{ζ}	[mm]	Průměr čepu uložení kleštiny
d_o	[mm]	Průměr otvoru v čepu pro maznici
τ_s	[MPa]	Smykové napětí v čepu

KONTROLA

Zvolené hodnoty: $\tau_D = 75MPa$

$$\tau_s < \tau_D \Rightarrow 20,5 < 75 \quad \textbf{Vyhovuje} \quad (4.7)$$

kde:

τ_D	[MPa]	Dovolené míjivé napětí ve smyku pro ocel E335 [13]
----------	-------	--

5.3.3 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_{\zeta} = \frac{F_{\zeta}}{2 \cdot D_{\zeta} \cdot b} = \frac{49553,3}{2 \cdot 40 \cdot 12} = 51,6MPa \quad (4.8)$$

kde:

p_{ζ}	[MPa]	Tlak v místě dotyku čepu s kleštinou
-------------	-------	--------------------------------------

KONTROLA

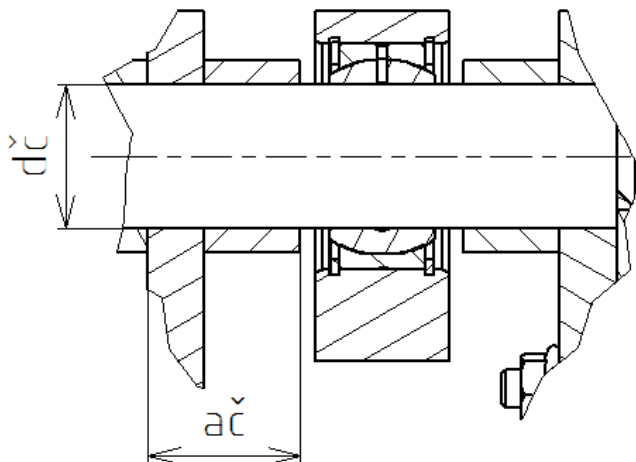
Zvolené hodnoty: $p_D = 70MPa$

$$p_{\zeta} < p_D \Rightarrow 51,6 < 70 \quad \textbf{Vyhovuje} \quad (4.9)$$

kde:

p_D	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku pro ocel S355J0 [14]
-------	-------	--

5.4 KONTROLA ČEPU PÍSTNICE HYDROMOTORU



Obr. 18: Čep uložení pístnice hydromotoru

VÝPOČET ČEPU NA STŘIH

$$\tau_s = \frac{2 \cdot F_{vys}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} = \frac{2 \cdot 88515}{\pi \cdot 30^2} = 62,6 \text{ MPa} \quad (4.10)$$

kde:

$d_{\check{c}}$ [mm] Průměr čepu uložení přímočarého hydromotoru

KONTROLA

$$\tau_s < \tau_D \Rightarrow 62,6 < 75 \quad \text{Vyhovuje}$$

VÝPOČET ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_r = \frac{F_{vys}}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot a_{\check{c}}} = \frac{88515}{2 \cdot 30 \cdot 32} = 46,1 \text{ MPa} \quad (4.11)$$

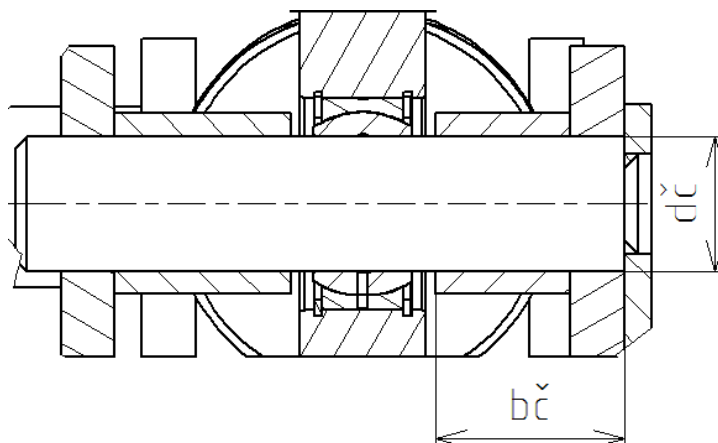
kde:

p_r [MPa] Tlak v místě dotyku čepu s okem pístnice
 $a_{\check{c}}$ [mm] Šířka dotyku čepu pístnice

KONTROLA

$$p_{\check{c}} < p_D \Rightarrow 46,1 < 70 \quad \text{Vyhovuje}$$

5.5 KONTROLA ČEPU OBALU HYDROMOTORU



Obr. 19: Čep uložení obalu hydromotoru

VÝPOČET ČEPU NA STŘIH

Výpočet u čepu obalu hydromotoru je stejný jako u oka pístnice, protože je čep stejného průměru. Z toho vyplývá, že čep na střih **vyhovuje**.

VÝPOČET ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_z = \frac{F_{vys}}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot b_{\check{c}}} = \frac{88515}{2 \cdot 30 \cdot 42} = 35,1 \text{ MPa} \quad (4.12)$$

kde:

p_z	[MPa]	Tlak v místě dotyku čepu s okem obalu hydromotoru
$b_{\check{c}}$	[mm]	Šířka dotyku čepu obalu hydromotoru

KONTROLA

$$p_{\check{c}} < p_D \Rightarrow 35,1 < 70 \quad \text{Vyhovuje}$$

5.6 KONTROLA TÁHLA

K rovnoměrnému zavírání kleštín je třeba navrhnout vhodnou kinematiku. Protože se mezi kleštinami přenáší určité síly, tak musíme navrhnout a zkontrolovat táhlo a jeho uložení v čepch.

5.6.1 KONTROLA ČEPU TÁHLA

VÝPOČET ČEPU NA STŘIH

$$\tau_t = \frac{2 \cdot F_{vys}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} = \frac{2 \cdot 88515}{\pi \cdot 30^2} = 62,6 \text{ MPa} \quad (4.13)$$

kde:

τ_t [MPa] Smykové napětí v táhle

KONTROLA

$\tau_s < \tau_D \Rightarrow 62,6 < 75$ **Vyhovuje**

VÝPOČET ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_t = \frac{F_{vys}}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot a_t} = \frac{88515}{2 \cdot 30 \cdot 52} = 28,4 \text{ MPa} \quad (4.14)$$

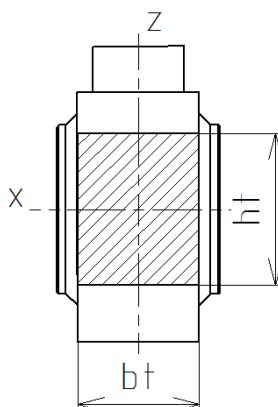
kde:

p_r [MPa] Tlak v místě dotyku čepu s okem pístnice
 a_t [mm] Šířka dotyku čepu pístnice

KONTROLA

$p_{\check{c}} < p_D \Rightarrow 28,4 < 70$ **Vyhovuje**

5.6.2 KONTROLA TÁHLA NA VZPĚR



Obr. 20: Průřez táhla

KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU K OSE Z

Zvolené hodnoty: $h_t = 40 \text{ mm}$
 $b_t = 36 \text{ mm}$

$$J_z = \frac{h_t \cdot b_t^3}{12} = \frac{40 \cdot 36^3}{12} = 155520 \text{ mm}^4 \quad (4.15)$$

kde:

J_z [mm⁴] Kvadratický moment průřezu k ose z
 h_t [mm] Šířka táhla
 b_t [mm] Tloušťka táhla

KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU K OSE Z

$$J_x = \frac{b_t \cdot h_t^3}{12} = \frac{36 \cdot 40^3}{12} = 192000 \text{ mm}^4 \quad (4.16)$$

kde:

$$J_x \quad [\text{mm}^4] \quad \text{Kvadratický moment průřezu k ose x}$$

PLOCHA PRŮŘEZU TÁHLA

$$S_t = h_t \cdot b_t = 40 \cdot 36 = 1440 \text{ mm}^2 \quad (4.17)$$

kde:

$$S_t \quad [\text{mm}^2] \quad \text{Plocha průřezu táhla}$$

ŠTÍHLOST TÁHLA

Zvolené hodnoty: $l_t = 600 \text{ mm}$

$$\lambda_t = \frac{l_t}{\sqrt{\frac{J_z}{S_t}}} = \frac{600}{\sqrt{\frac{155520}{1440}}} = 57,7 \quad (4.18)$$

kde:

$$\begin{array}{ll} \lambda_t & [-] \\ l_t & [\text{mm}] \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Štíhlost táhla} \\ \text{Vzdálenost mezi oky (délka táhla)} \end{array}$$

Štíhlost táhla vyšla v oblasti prostého tlaku.

VÝPOČET NAPĚTÍ V TLAKU

$$\sigma_d = \frac{F_{vys}}{S_t} = \frac{88515}{1440} = 61,5 \text{ MPa} \quad (4.19)$$

kde:

$$\sigma_d \quad [\text{MPa}] \quad \text{Prostý tlak táhla}$$

KONTROLA

Zvolené hodnoty: $\sigma_{Dt} = 80 \text{ MPa}$

$$\sigma_d < \sigma_{Dt} \Rightarrow 61,5 < 80 \quad \text{Vyhovuje} \quad (4.20)$$

kde:

$$\sigma_{Dt} \quad [\text{MPa}] \quad \text{Dovolené napětí v tlaku pro materiál S355J0 [14]}$$

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout funkční konstrukci drapákového zařízení pro nabírání kulatiny, nebo řeziva. Po prozkoumání trhu s drapáky podobnými technickými parametry se nejvíc shodoval model od firmy Agama, typ L32, který byl z konstrukčního hlediska inspirací. Poté byly spočítány hlavní rozměry kleštin a celá sestava byla navržena tak, aby byla jednoduchá výměna jednotlivých dílů, při případném poškození. U volby konstrukčních prvků byl zvolen přímočarý hydromotor, aby odpovídal síle, která působí na konec kleštiny a zdvihu pro úplné otevírání a zavírání kleštin. Byl navrhnout tak, aby nedošlo ke vzpěru a následnému ohnutí pístnice. Dále byl navrhnout rotátor, který umožňuje neomezenou rotaci v obou směrech a další konstrukční prvky, jako jsou mazací hlavice a kluzné pouzdra. Z maximální síly, co mohl vykonat přímočarý hydromotor, se určila síla, kterou může působit dřevo na volný konec kleštiny. Poté byly navrhnuty šířky kleštiny ve třech různých průřezích. Konstrukční šířky kleštiny byly větší, takže byla dosažena větší bezpečnost a jednodušší výroba. Poté byly zkontrolovány všechny zvolené čepy na střih a otláčení. Rovnoměrné otevírání a zavírání kleštin zajišťovala vhodná kinematika pomocí táhla. Byly navrženy rozměry a provedena kontrola, aby nedošlo ke vzpěru. Součástí bakalářské práce je také výkresová dokumentace vybraných součástí drapákového zařízení dle zadání vedoucího práce.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Hydraulická ruka FARMA. In: *JPJ Forest, s.r.o.* [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.hydraulicka-ruka.sk/wp-content/uploads/2013/03/Hydraulick%C3%A1-ruka-C-63.jpg>
- [2] Drapáky na dřevo. *Agama a.s.* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.agama-as.cz/Drapaky-na-drevo>
- [3] Lesnické drapáky. *Kesla* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.kesla.fi/en/products/category/timber-grapples>
- [4] SuperGrip drapáky. *Hultdins Inc.* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.hultdins.com/grapples.php>
- [5] Drapáky gripen. *HSP Gripen* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <https://www.hsp.se/products>
- [6] NERUDA, Jindřich. *Harvestorové technologie lesní těžby*. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2008. ISBN 9788073751463.
- [7] Objemová hmotnost dřeva. *Drevorubec.cz* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://drevorubec.cz/prodej-dreva/objemova-hmotnost-dreva>
- [8] Výroba katalogových hydromotorů. *Hydraulics s.r.o.* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.hydraulics.cz/cz/vyroba/vyroba-katalogovych-hydromotoru/zh2>
- [9] Rotátory baltrotors. *Rotatory* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.rotatory.cz/lesnicke-rotatory/hydraulicky-rotator-gr30-pfr>
- [10] Kluzná pouzdra. *Midol, s.r.o.* [online]. [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://www.kluznapouzdra.cz/>
- [11] Kluzná pouzdra. *Midol, s.r.o.* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.midol.cz/kluzna-pouzdra>
- [12] Mazací hlavice. *GUFERO Rubber Production, s. r. o.* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.gufero.com/eshop-kategorie-mazaci-hlavice-kulova-rovna.html>
- [13] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 9788073610517.
- [14] Dovolené napětí v tlaku. *E-konstrukter* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a_{\check{c}}$	[mm]	Šířka dotyku čepu pístnice
a_t	[mm]	Šířka dotyku čepu pístnice
b	[mm]	Zvolená tloušťka kleštiny
$b_{\check{c}}$	[mm]	Šířka dotyku čepu obalu hydromotoru
b_t	[mm]	Tloušťka táhla
$D_{\check{c}}$	[mm]	Průměr čepu uložení kleštiny
$d_{\check{c}}$	[mm]	Průměr čepu uložení přímočarého hydromotoru
d_o	[mm]	Průměr otvoru v čepu pro maznici
D_{ph}	[mm]	Průměr válce hydromotoru
D_v	[mm]	Minimální průměr válce hydromotoru
F_{ax}	[N]	Reakční síla na čep ve směru x
F_{ay}	[N]	Reakční síla na čep ve směru y
$F_{\check{c}}$	[N]	Síla, která působí na čep uložení kleštiny
F_{DOV}	[kN]	Dovolená síla dle technické agendy
F_{ph}	[N]	Minimální síla hydromotoru
F_r	[N]	Síla, kterou působí dřevo na konec kleštiny
F_{vys}	[N]	Výsuvná síla od jmenovitého tlaku hydromotoru
g	[m.s ⁻¹]	Gravitační zrychlení
h_1	[mm]	Šířka kleštiny v místě řezu I
h_2	[mm]	Šířka kleštiny v místě řezu II
h_3	[mm]	Šířka kleštiny v místě řezu III
h_{k1}	[mm]	Konstrukční šířka kleštiny v místě řezu I
h_{k2}	[mm]	Konstrukční šířka kleštiny v místě řezu II
h_{k3}	[mm]	Konstrukční šířka kleštiny v místě řezu III
h_t	[mm]	Šířka táhla
J_x	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose x
J_z	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose z
k_0	[-]	Souhrnný součinitel naplnění
k_1	[-]	Koeficient zaplnění
k_2	[-]	Koeficient plnění

L_1	[mm]	Kolmá vzdálenost mezi čepem a zatížením kleštiny
L_2	[mm]	Kolmá vzdálenost mezi čepem a silou hydromotoru
L_3	[mm]	Kolmá vzdálenost síly F_r a uložení kleštiny
lk	[m]	Délka nabírané kulatiny
lt	[mm]	Vzdálenost mezi oky (délka táhla)
md	[kg]	Požadovaná nosnost
mc	[kg]	Celková hmotnost drapáku
mk	[kg]	Hmotnost nabírané kulatiny
MoI	[N.mm]	Ohybový moment v místě řezu I
$MoII$	[N.mm]	Ohybový moment v místě řezu II
$MoIII$	[N.mm]	Ohybový moment v místě řezu III
mph	[kg]	Hmotnost hydromotoru
p	[MPa]	Jmenovitý tlak hydraulického obvodu
$pč$	[MPa]	Tlak v místě dotyku čepu s kleštinou
pD	[MPa]	Dovolené míjivé napětí v tlaku pro ocel 11600
pr	[MPa]	Tlak v místě dotyku čepu s okem pístnice
p_r	[MPa]	Tlak v místě dotyku čepu s okem pístnice
p_z	[MPa]	Tlak v místě dotyku čepu s okem obalu hydromotoru
Q_d	[N]	Zatížení od zadané nosnosti
Q_o	[l.min ⁻¹]	Průtok oleje v hydromotorem
R_1	[mm]	Poloměr středu kleštiny v místě řezu I
R_2	[mm]	Poloměr středu kleštiny v místě řezu II
R_3	[mm]	Poloměr středu kleštiny v místě řezu III
r_K	[m]	Konstrukční poloměr kleštin
S	[m ²]	Obsah kruhu
S_{ph}	[mm ²]	Plocha průřezu válce pístu
S_{SK}	[m ²]	Skutečný průřez kleštin
ST	[m ²]	Teoretický průřez kleštin
St	[mm ²]	Plocha průřezu táhla
S_v	[mm ²]	Plocha průřezu válce hydromotoru
S_x	[m ²]	Obsah kruhové úseče
to	[s]	Čas otevírání kleštin

V_k	[m ³]	Objem nabírané kulatiny
v_{max}	[m.s ⁻¹]	Maximální rychlost pístu (tab. 1)
V_o	[mm ³]	Objem oleje v hydromotoru
v_p	[m.s ⁻¹]	Rychlost pístu
$Wo1$	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu v místě řezu I
$Wo2$	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu v místě řezu II
$Wo3$	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu v místě řezu III
Z	[mm]	Zdvih hydromotoru
α	[°]	Hustota tekutiny
λt	[-]	Štíhlost táhla
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota čerstvého dřeva (buk)
σD	[MPa]	Maximální dovolené míjivé napětí v ohybu pro mat. 11600
σd	[MPa]	Prostý tlak táhla
σDt	[MPa]	Dovolené míjivé napětí v tlaku pro materiál 11500
τD	[MPa]	Dovolené míjivé napětí ve smyku pro ocel 11600
τs	[MPa]	Smykové napětí v čepu
τt	[MPa]	Smykové napětí v táhle
$\varphi 1$	[°]	Úhel v řezu I
$\varphi 2$	[°]	Úhel v řezu II
$\varphi 3$	[°]	Úhel v řezu III

SEZNAM PŘÍLOH

P1	Sestavný výkres drapáku	
-	1 list formátu A1	01-BP-00
P2	Sestavný výkres vnitřní kleštiny	
-	1 list formátu A1	01-BP-02
-	1 list formátu A4 (kusovník)	01-BP-02
P3	Detailní výkres čelisti kleštiny	
-	1 list formátu A2	02-BP-02.1
P4	Detailní výkres zubu kleštiny	
-	1 list formátu A3	03-BP-02.2